

ETUDE D'UN DISSIPATEUR THERMIQUE À MINICANAU DESTINÉ AU CONDITIONNEMENT DU FAISCEAU SUR LE SYNCHROTRON

G. MEBARKI^{a,b}, A. HAMZA^{a,c}, J.P. DAGUERRE^c, J. DASILVA-CASTRO^c, M. REBAY^a

^a Université de Reims, GRESPI / lab. de Thermomécanique, Faculté des sciences, 51687 Reims, France.

^b Université de Batna, Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels LESEI, Batna, Algérie.

^c Synchrotron SOLEIL, St Aubin, BP 48, 91192 Gif-sur-Yvette, France.

Résumé

Nous présentons dans ce papier une étude numérique d'un dissipateur de chaleur à mini-canaux destiné au refroidissement de l'absorbeur de lumière sur la ligne PSICHE du Synchrotron-Soleil. Un refroidissement efficace de l'absorbeur permet d'une part d'améliorer la qualité du faisceau à la sortie des lignes de lumière et d'autre part de réduire les contraintes thermiques et mécaniques dans les composants du Synchrotron. L'absorbeur est soumis à un flux de photons sur l'une de ses faces internes, les minicanaux sont gravés sur une partie de sa face externe. La simulation numérique nous a permis d'appréhender les champs hydrodynamique et thermique dans l'absorbeur fabriqué. Nous nous limitons ici à la présentation des résultats du champ hydrodynamique en régime turbulent. La géométrie des répartiteur et collecteur du fluide a été optimisée pour assurer une répartition uniforme du débit sur les différents canaux. On montre qu'il y a une bonne concordance des pertes de pressions dans tout le dissipateur avec l'expérience et la corrélation de Phillips.

Abstract :

The study presented here is concerned with the heat transfer in mini-channels heat sink used for the cooling of the beam light absorber on the line PSICHE of the particles accelerator Synchrotron-soleil. An effective cooling of the absorber allows on one hand to improve the quality of the light beam produced by the accelerator and on the other hand to reduce the thermal and mechanical constraints in the absorber. The absorber is subjected to a heat flux on one of its internal faces. The mini-channels are grooved on its upper external face. The problem has been resolved numerically for turbulent flows. The geometry of the distributor and the collector of the fluid was optimized to assure a uniform distribution of the mass flow in the different channels. The results have been validated by comparison of the pressure drops calculated for different mass flows with the experimental results and Phillips's correlation.

Mots Clés : minicanaux, absorbeur de photons, régime turbulent, simulation numérique.

1 INTRODUCTION

Le prototype de dissipateur de chaleur à minicanaux étudié ici est destiné au refroidissement de l'absorbeur de lumière sur la ligne PSICHE du synchrotron soleil. Ce dernier est un accélérateur de particules qui produit des lumières de fortes puissances sur un large spectre de longueurs d'ondes. Un refroidissement efficace de l'absorbeur permet d'une part d'améliorer la qualité du faisceau sur l'anneau du stockage et sur les lignes de lumière et d'autre part de pouvoir augmenter la puissance de la lumière produite pour les applications de recherche et développement chez Synchrotron-Soleil sans risques de déformation des conditionneurs du faisceau. En effet, les contraintes thermiques (haute température ou grande non-homogénéité de température) peuvent induire des déformations mécaniques des conditionneurs du faisceau (miroirs, absorbeurs, réducteurs, vannes...), réduisant ainsi la qualité du faisceau en sortie de la ligne de lumière. L'une des

solutions les plus prometteuses étant le refroidissement par des écoulements de liquide à l'intérieur de mini et microcanaux. L'avantage des échangeurs et dissipateurs à minicanaux et microcanaux réside dans leur capacité à dissiper de fortes puissances thermiques dans des espaces relativement réduits. Ces échangeurs combinent à la fois une très grande surface d'échange par rapport à leurs dimensions générales, un grand coefficient d'échange convectif, un faible encombrement et enfin un faible besoin en débit.

Dans la littérature, la distinction entre minicanaux et microcanaux n'est pas clairement établie. Kandlikar [1] définit comme microcanaux les conduites ayant des diamètres entre 0,01 et 0,2 mm, comme minicanaux ceux avec un diamètre entre 0,2 et 3 mm et comme canaux conventionnels les conduits de diamètre supérieur à 3mm. Cependant, d'autres chercheurs fixent 1mm comme diamètre limite de démarcation entre les microcanaux et les mini-canaux. Wang et Peng [2] ont étudié la convection forcée dans des liquides en écoulement dans des microcanaux de section rectangulaires, ils ont trouvé que le régime de convection turbulente commence pour un nombre de Reynolds autour de 1500 et que le coefficient de transfert de chaleur peut être prédit par la corrélation de Dittus-Boelter en modifiant la constante empirique de 0.023 à 0.00805. Adams et al [3] ont expérimentalement étudié la convection forcée turbulente et ont montré que les nombres de Nusselt sont plus élevés que ceux prédits par les corrélations traditionnelles dans les canaux conventionnels, telles que la corrélation de Gnielinski. Ils montrent que le coefficient d'échange convectif augmente lorsque le diamètre diminue. Adams et al [4] ont également mené des expériences dans les microcanaux non circulaires de diamètre hydraulique égal à 1,13 mm. Dans ce cas, le nombre de Nusselt a été bien prédit par la corrélation de Gnielinski. Ils ont suggéré un diamètre de 1,2 mm comme limite inférieure acceptable pour l'application des corrélations classiques du nombre de Nusselt. Cependant, Webb et Zhang [5] ont montré que les corrélations classiques sont capables de prédire les coefficients de transfert de chaleur pour les canaux testés dont le diamètre hydraulique varie de 0.92 à 2.13 mm. Owahib et al [6] ont étudié les écoulements monophasiques en convection forcée du R134a pour des diamètres de 1,7 ; 1,2 et 0,8mm. Leurs résultats dans la région turbulente ont été en très bon accord avec les corrélations classiques. Primal et al [7] ont développé un échangeur de chaleur à microtubes afin de minimiser la charge du fluide frigorigène dans les systèmes de climatisation. Pour le régime turbulent, il a été constaté que le nombre de Nusselt s'accorde avec celui prédit par la corrélation de Gnielinski. Cependant, le nombre de Nusselt augmente progressivement en régime laminaire de 2,1 à 3,7 quand le nombre de Reynolds augmente de 170 à 1200.

Nous nous intéressons ici à l'étude de l'écoulement turbulent d'eau dé-ionisée et du transfert de chaleur dans un absorbeur de lumière à mini-canaux. L'intérêt de ce travail réside dans la prise en compte du couplage convection - conduction dans une géométrie 3D complexe dans laquelle les mini-canaux sont gravés. La rugosité des surfaces des canaux est également prise en compte. Nous nous limitons dans ce papier à la présentation des résultats de l'étude hydrodynamique, ces résultats ont été validés expérimentalement.

2 DISSIPATEUR A MINICANAUX

Le dissipateur de chaleur étudié ici est de forme cylindrique et a été fabriqué en cuivre. Il présente une ouverture centrale rectangulaire à section variable permettant le passage du faisceau de lumière. La face supérieure inclinée de l'ouverture absorbe une partie du faisceau entrant et réduit ainsi sa taille à la sortie (figure 1). Afin de refroidir l'absorbeur, 17 canaux de section rectangulaire de 700 μm de largeur, 5 mm de hauteur et de 420 mm de longueur ont été gravés sur la face supérieure externe de l'absorbeur. La rugosité moyenne des canaux est de 6 μm . Le fluide de travail est l'eau de-ionisée qui permet d'éviter l'interaction électrostatique fluide-paroi.

3 MISE EN EQUATIONS ET RESOLUTION

La simulation numérique est réalisée par volumes finis sur le code de calcul Fluent. Elle nous a permis d'appréhender les champs hydrodynamique et thermique dans le dissipateur. Pour le couplage vitesse-pression, l'algorithme SIMPLE est choisi, le modèle k- ϵ RNG est utilisé pour modéliser la turbulence dans les minicanaux. La discrétisation de la pression est obtenue par un schéma de second ordre. La géométrie et le maillage sont réalisés sur Gambit avec un nombre de

mailles égal à 3 159 965, ce qui a nécessité un grand temps de calcul, mais présente l'avantage de pouvoir représenter en fine le domaine étudié, notamment aux interfaces fluide-solide où le maillage a été raffiné. L'échange de chaleur entre la surface externe de l'absorbeur et l'environnement est représenté par un coefficient d'échange h_{ext} . Afin de minimiser les échanges thermiques avec l'extérieur, l'absorbeur sera testé dans une chambre à vide.

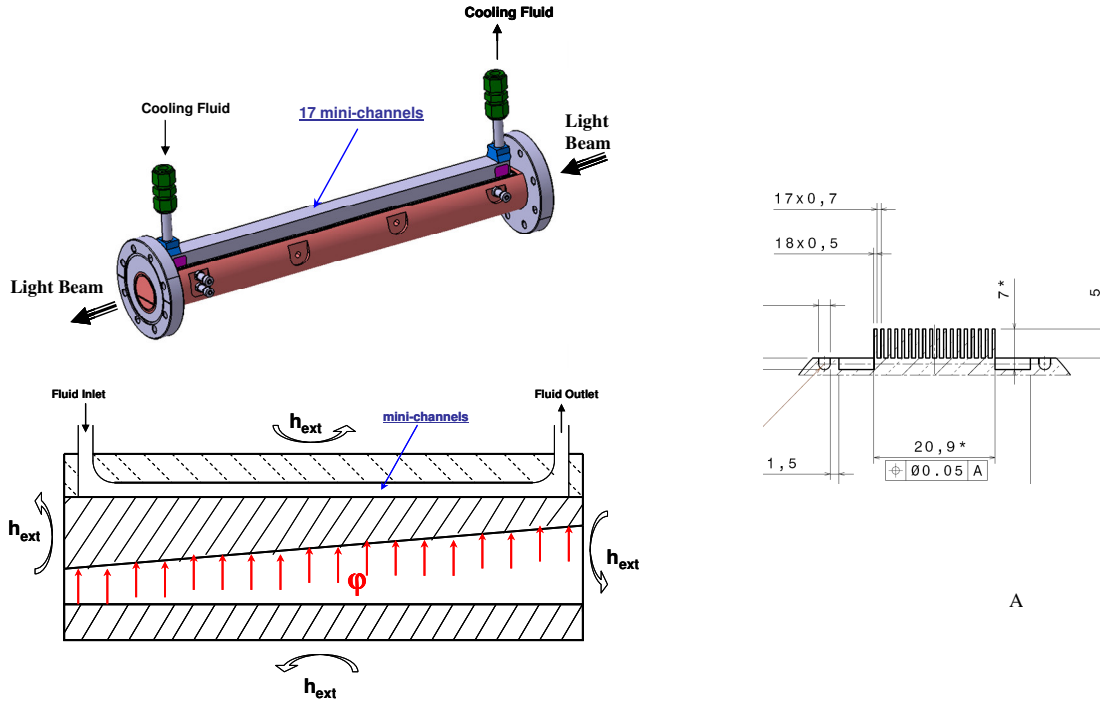


FIG. 1 – Schémas du dissipateur à minicanaux.

4 RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Optimisation des zones d'entrée et de sortie

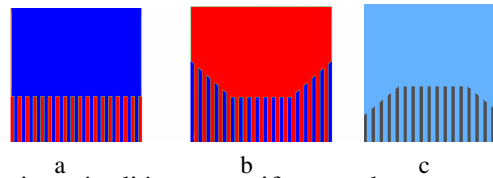


FIG. 2 – Configurations étudiées : a- uniforme, b- concave, c- convexe.

La géométrie du répartiteur et du collecteur du fluide, à l'entrée et à la sortie des minicanaux, a été optimisée afin d'assurer une distribution uniforme du débit sur les différents canaux. La figure 2 représente les trois configurations étudiées.

Les figures 3 et 4 représentent une visualisation du champ hydrodynamique sur une coupe axiale, à mi-hauteur des canaux, respectivement à l'entrée et à la sortie des canaux. La figure 5 représente le champ des vitesses sur une coupe transversale à mi-longueur de l'absorbeur. Ces figures correspondent à la configuration (a). De même, les figures 6, 7 et 8 correspondent à la configuration (b) et les figures 9, 10, et 11 à la configuration (c). Les zones en bleu (vitesse nulle) représentent les parois des canaux.

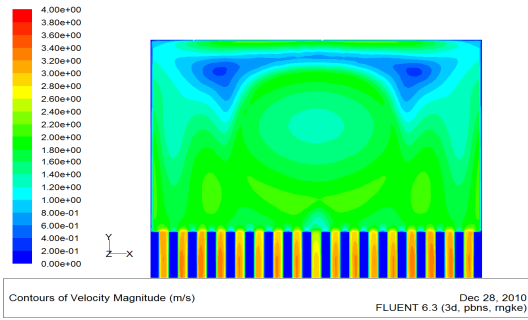


FIG. 3 – champ des vitesses à l'entrée, config. a

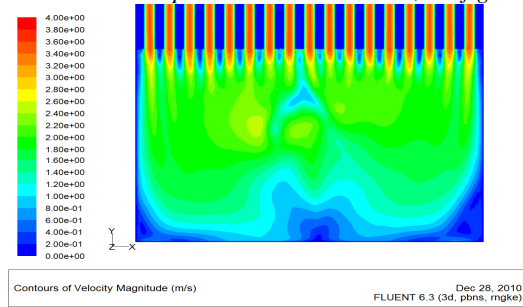


FIG. 4 – champ des vitesses à la sortie, config. a

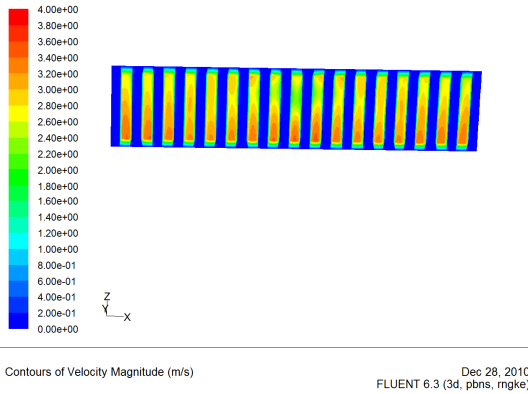


FIG. 5 – champ transversal des vitesses, config. a

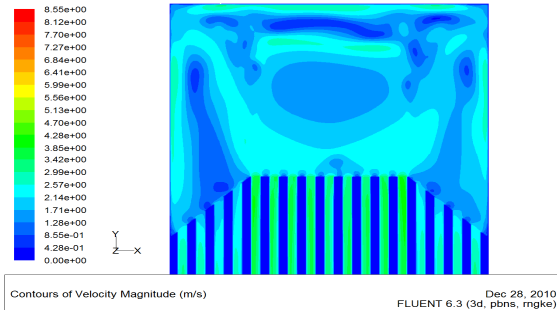


FIG. 9 – champ des vitesses à l'entrée, config. c

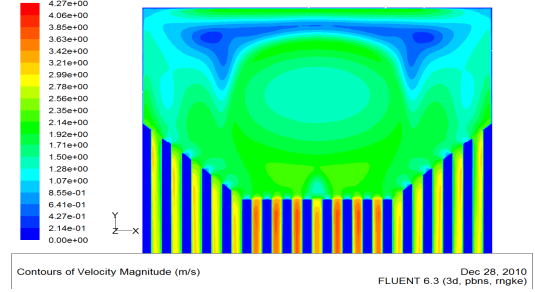


FIG. 6 – champ des vitesses à l'entrée, config. b

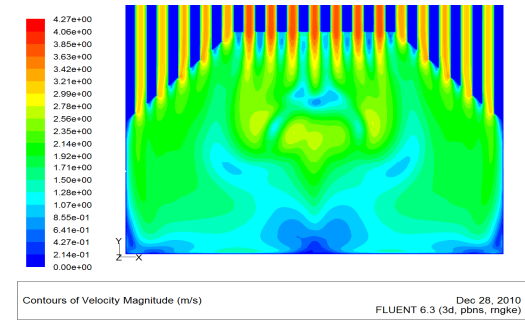


FIG. 7 – champ des vitesses à la sortie, config. b

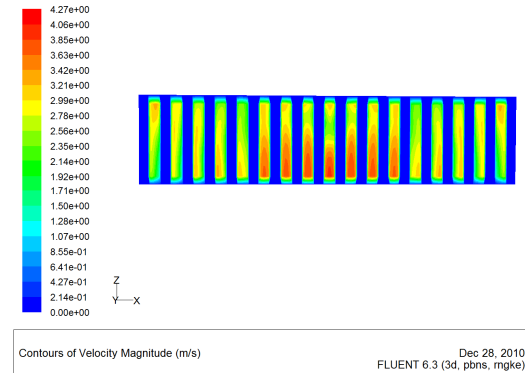


FIG. 8 – champ transversal des vitesses, config. b

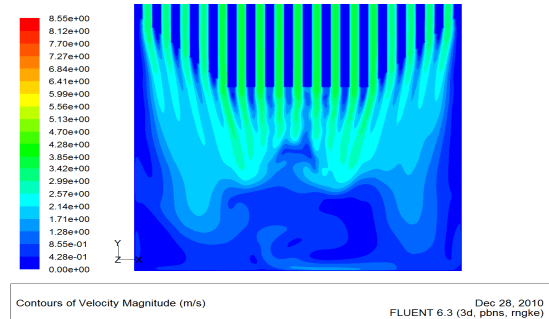
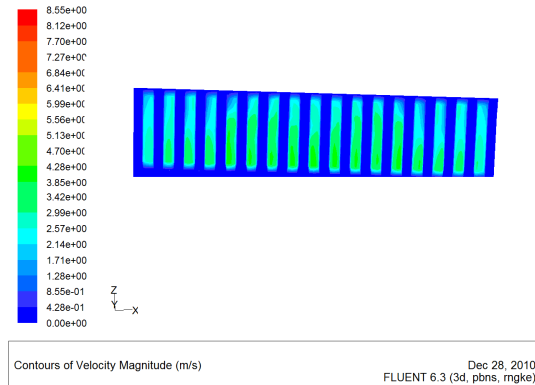


FIG. 10 – champ des vitesses à la sortie, config. c

FIG. 11 – *champ transversal des vitesses, config. c*

On peut remarquer sur ces figures que c'est la configuration (c), avec entrée et sortie concaves, qui donne la meilleure répartition des débits sur les canaux. En effet, les figures 6, 7 et 8 montrent que la configuration b (entrée et sortie concaves) donne la plus grande dispersion des vitesses entre les canaux centraux et ceux qui se trouvent sur les extrémités, et aussi entre le haut et le bas des canaux. L'écart atteint presque 80% entre les canaux situés aux extrémités et les canaux centraux. La configuration (a) et (c) donnent presque la même distribution des vitesses sur les coupes axiales. Cependant, les coupes transversales montrent que la distribution entre le haut et le bas des canaux à mi-longueur des canaux (donc après une certaine distance de stabilisation et d'établissement de l'écoulement) est meilleure pour la configuration (c). L'écart relatif des vitesses pour la configuration (c) ne dépasse pas 20%. C'est donc cette configuration qui a été usinée dans le prototype d'absorbeur à mini-canaux qui a été testé expérimentalement.

4.2 Coefficient de frottement

Pour différents débits d'eau, nous avons mesuré la perte de charge entre l'entrée et la sortie du diffuseur à l'aide de deux capteurs de pression absolue. Les capteurs sont placés à 12 cm de l'entrée et de la sortie, donc la chute de pression enregistrée tient compte des deux coudes 90° et des pertes de charges singulières dues à la contraction et à l'élargissement brusque des sections de passage à l'entrée et à la sortie du fluide. Une comparaison des pertes de charge obtenues numériquement, expérimentalement et en appliquant la corrélation de Phillips est présentée dans la figure 12. La perte de charge totale peut être formulée par l'expression suivante :

$$\Delta P = \frac{\rho U_m^2}{2} \left[\left(\frac{A_c}{A_p} \right) (2K_{90}) + (K_c + K_e) + \frac{4fL}{D_h} \right] \quad (1)$$

A_c : aire totale des sections des canaux,

A_p : section totale transversale à l'entrée,

K_{90} : coefficient de perte de charge singulière pour un coude à 90°,

K_c : coefficient de perte de charge singulière pour une contraction brusque (dans le répartiteur),

K_e : coefficient de perte de charge singulière pour un élargissement brusque (dans le collecteur),

f : coefficient de frottement, combinant les effets de la zone de développement de l'écoulement et celle où l'écoulement est établi. Ce coefficient est donné par la corrélation de Phillips [1] :

$$f = A \cdot \text{Re}^B \quad (2)$$

$$\text{avec } A = 0.0929 + \frac{1.01612}{x/D_h} \text{ et } B = -0.2680 - \frac{0.32930}{x/D_h}$$

Phillips propose $K_{90}=1.2$. K_c et K_e sont tirés à partir d'abaques [1].

La figure 12 montre que la simulation numérique donne des pertes de charge très proches des mesures, mais un peu plus élevées que celle obtenues par la corrélation. Ceci peut être expliqué par une perte de charge

supplémentaire sur le prototype fabriqué, et prise en compte dans le modèle numérique. Cette perte de charge est générée en partie par la rugosité (non prise en compte dans la corrélation) et en partie par la présence des zones de distribution et de collection du fluide à angles vifs et non des coudes 90° qui assurent une déviation régulière des lignes de courant (figure 1). En effet, l'écoulement entre dans le dissipateur à travers un tube cylindrique de 10 mm de diamètre, perpendiculairement à la direction des canaux, pour être ensuite réparti dans le distributeur sur les différents canaux. La même chose se produit au niveau du collecteur. Ceci induit une déviation brusque des lignes de courant et la création de zones de recirculation à l'entrée et à la sortie des canaux.

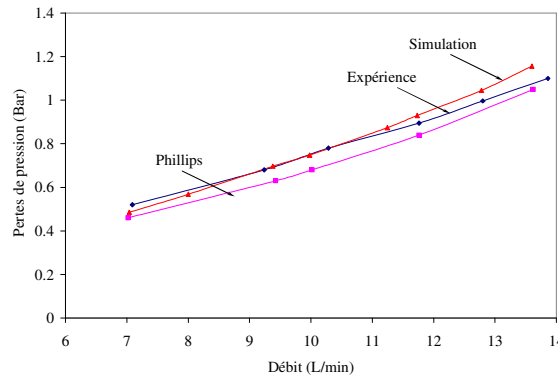


FIG. 12 – Comparaison des pertes de pression globale

5 CONCLUSION

La méthode numérique utilisée a permis d'appréhender l'hydrodynamique de l'écoulement turbulent dans un dissipateur de chaleur à mini-canaux. Trois configurations des zones d'entrée et de sortie du fluide ont été testées. On montre que la configuration (c), avec collecteur et répartiteur de fluide de forme convexe, permet d'avoir la meilleure répartition des débits sur les 17 minicanaux et la meilleure uniformité des vitesses dans les sections transversales des canaux. Les résultats hydrodynamiques ont été validés expérimentalement. Les caractérisations thermiques expérimentales sont en cours de réalisation.

References

- [1] Kandlikar, S.G., Garimella, S., Li, D., Colin S., King, M.R., Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels, *ELSEVIER*, Kindlington, Oxford, U.K. 2006.
- [2] Wang, B.X., and Peng, X.F., Experimental investigations of liquid forced-convection heat transfer through Micro-channels, *Int. J. of Heat and mass transfer*, 37 (1994), 73-82.
- [3] Adams, T.M., Abdel-Khalik, S.I., Jeter, S.M. and Qureshi, Z.H., An experimental investigation of single-phase forced convection in micro-channels, *Int. J. Heat and mass transfer*, 41 (1998), 851-857.
- [4] Adams, T.M., Dowling, M.F., Abdel-Khalik, S.I., Jeter, S.M., Applicability of traditional turbulent single-phase forced convection correlations to non-circular micro-channels. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 42 (1999), 4411-4415.
- [5] Webb, R.L. and Zhang, M., Heat transfer and friction in small diameters channels. *Microscale Thermophysical Engineering*, 2 (1998), 189-202.
- [6] Owahib, W., and Palm, B., Experimental investigation of single phase convective heat transfer in circular micro channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004), 105-110.
- [7] Primal, F., Bjorn, P., Tim, A., Per, L., Eric, G., A minichannel aluminium tube heat exchanger – Part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method, *Int. J. Refrigeration*, 31 (2008), 669-680.